

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-081173

(43)Date of publication of application : 21.03.2000

(51)Int.Cl. F16L 15/04

(21)Application number : 11-183148 (71)Applicant : SUMITOMO METAL IND LTD

(22)Date of filing : 29.06.1999 (72)Inventor : MAEDA ATSUSHI

(30)Priority

Priority number : 10193119 Priority date : 08.07.1998 Priority country : JP

(54) SCREW JOINT FOR OIL WELL PIPE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To keep airtightness even after a load of high compression force is received and minimize the looseness under tensile and compressive axial force fluctuation by setting the screw interference quantity defined by the difference in pitch inner diameter between a male screw and a female screw.

SOLUTION: The screw interference quantity defined by the difference in pitch inner diameter between a male screw and female screw geared in 1:1 in the fastening completion of a joint is set to a right value. The upper limit value of the screw interference quantity is set to 2 times the smallest value of values calculated extending over the whole length of the screw part by use of expressions I and II (wherein δ_1 , δ_2 represents apparent interference quantities for radius portion (mm), σ_y represents the yield strength of a joint material (kg/mm²), E represents the Young's modulus (kgf/mm²), D represents the pin inside diameter (mm), and d_p represents the pitch circle diameter (mm); $La^2 = d_p^2 - d^2$, $Lb^2 = D^2 - d_p^2$). The lower limit of the screw interference quantity is set to 5% of the upper limit of the screw interference quantity.

$$\delta_1 = \frac{\sigma_y La^2 (1 + d^2/La^2 + d^2/Lb^2)}{E D^2 d_p^2}$$

I

$$\delta_2 = \frac{2 \sigma_y La^2 d_p (1 + d^2/La^2 + d^2/Lb^2)}{E D^2 d_p^2}$$

II

LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 05.07.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号
特開2000-81173
(P2000-81173A)

(43)公開日 平成12年 3 月21日 (2000. 3. 21)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード (参考)
F 1 6 L 15/04		F 1 6 L 15/04	A

審査請求 未請求 請求項の数 2 O L (全 12 頁)

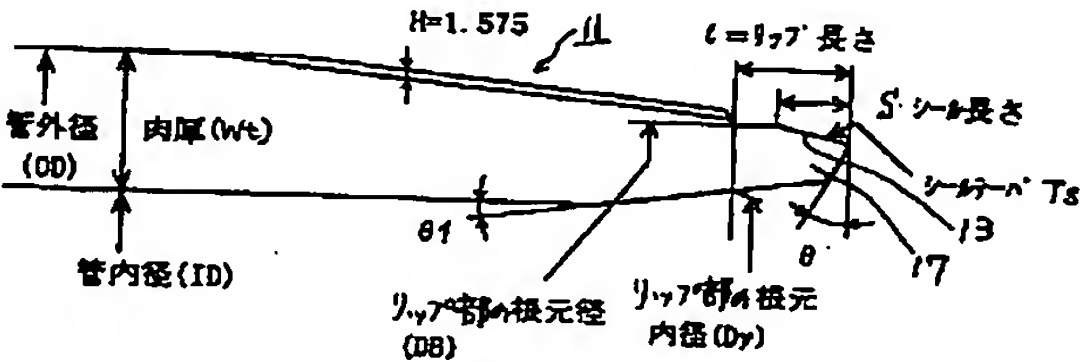
(21)出願番号	特願平11-183148	(71)出願人	000002118 住友金属工業株式会社 大阪府大阪市中央区北浜 4 丁目 5 番33号
(22)出願日	平成11年 6 月29日 (1999. 6. 29)	(72)発明者	前田 惇 和歌山市湊1850番地 住友金属工業株式会 社和歌山製鉄所内
(31)優先権主張番号	特願平10-193119	(74)代理人	100081352 弁理士 広瀬 章一
(32)優先日	平成10年 7 月 8 日 (1998. 7. 8)		
(33)優先権主張国	日本 (J P)		

(54)【発明の名称】 油井管用ねじ継手

(57)【要約】

【課題】 ミーゼス降伏応力100 %楕円およびAPI コラプス圧100 %楕円の領域内でどのような荷重変動が繰り返し生じてても耐リーク性および継手強度を保持し、繰り返し使用可能な油井管用継手を開発する。

【解決手段】 管体肉厚・管外径比： $R \geq 0.096$ の場合
必要完全ねじ噛合長さ $L \geq$ 管体肉厚の 3 倍
管体肉厚・管外径比： $0.096 > R \geq 0.084$ の場合
必要完全ねじ噛合長さ $L \geq$ 管体肉厚の 4 倍
管体肉厚・管外径比： $0.084 > R \geq 0.052$ の場合
必要完全ねじ噛合長さ $L \geq$ 管体肉厚の 5 倍
管体肉厚・管外径比： $R < 0.052$ の場合
必要完全ねじ噛合長さ $L \geq$ 管体肉厚の 5 倍



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ねじ形状が概ね台形状のテーパねじからそれぞれ成る、雄ねじを有するピン部と雌ねじを有するボックス部とを備え、ピン部に設けたメタルシール部形成用のねじ無し部と、ボックス部に設けたメタルシール部形成用のねじ無し部とでメタルシール部を構成し、かつピン部の先端に設けたトルクショルダ部形成用のねじ無し部とボックス部に設けたトルクショルダ部形成用のねじ無し部とを突き合わせてトルクショルダ部を構成する油井管用ねじ継手において、下記各項目を満足することとを特徴とする油井管用ねじ継手。

(イ) ねじの荷重面フランク角が -20° 以上 0° 未満、挿入面フランク角が 25° を越え 45° 以下で、さらに雄ねじと雌ねじのそれぞれのピッチ内直径の差で定義されるねじ干渉量が正の値を有し、継手の締結途中および締結完了時に雄ねじと雌ねじの荷重面および挿入面が相互に共に接触すると共に、ねじの頂面と底面とに共に隙間を設けること。(ロ) 前記ねじ干渉量として下記(1)または(2)式を用いてねじ部全長について算出した値のうち、最も小さい値の2倍をその上限値とし、該上限値の5%をその下限とすること。

【数 1】

$$\delta_1 = \frac{\sigma_y L a^2 (1 + d^2 / L a^2 + d p^2 / L b^2)}{E d p} \quad \dots (1)$$

$$\delta_2 = \frac{2 \sigma_y L a^2 d p (1 + d^2 / L a^2 + d p^2 / L b^2)}{E (D^2 + d p^2)} \quad \dots (2)$$

ここで、

δ_1, δ_2 : 半径分見掛けねじ干渉量(mm)、 σ_y : 継手材料の降伏強度(kgf/mm²)

E : 継手材料のヤング率(kgf/mm²)、D : ボックス外径(mm)

d : ピン内径(mm)、

dp : ねじのピッチ円直径(mm)

$L a^2$: ($d p^2 - d^2$)

$L b^2$: ($D^2 - d p^2$)

但し、ねじ干渉量はメタルシール部の干渉量より小さい。

(ハ) ピン部の雄ねじとボックス部の雌ねじとの完全ねじの噛み合い長さが締結時に管本体肉厚の

(a) 3倍以上 : 管肉厚対管外径比が 0.096以上のとき、

(b) 4倍以上 : " 0.084以上、0.096 未 30 満のとき、

(c) 5倍以上 : 上記(a)、(b)以外のとき、であること。ただし、管肉厚対管外径比0.052以下のものはピン部のシールリップ部内径を可能な範囲で管内径以下とする。

(ニ) トルクショルダ部のショルダ角度を θ : $5 \sim 20^{\circ}$ とし、かつシールリップ部のリップ部の根元厚さ(S1)と管肉厚(Wt)との間の下記式で定義したリップ率を0.52以上とする。

$$(S1/DB) / (Wt/OD) \geq 0.52$$

ここで、DB : リップ部の根元の外径 OD : 管外径

但し、 Wt/OD が小さく且つ Wt が薄肉の場合、管端スエージ等の前加工により上記で定めたリップ率が ≥ 0.52 を満足させる。

【請求項 2】 ねじ形状が概ね台形状のテーパねじからそれぞれ成る、雄ねじを有するピン部と雌ねじを有する

ボックス部とを備え、ピン部に設けたメタルシール部形成用のねじ無し部と、ボックス部に設けたメタルシール部形成用のねじ無し部とでメタルシール部を構成し、かつピン部の先端に設けたトルクショルダ部形成用のねじ無し部と、ボックス部に設けたトルクショルダ部形成用のねじ無し部とを突き合わせてトルクショルダ部を構成する油井管用ねじ継手において、下記各項目を満足することを特徴とする油井管用ねじ継手。

(イ) ねじの荷重面フランク角が -20° 以上 0° 未満、挿入面フランク角が 25° を越え 45° 以下で、さらに雄ねじと雌ねじとの間に正のねじ干渉量を有し、継手の締結途中および締結完了時に雄ねじと雌ねじの荷重面および挿入面が相互に共に接触すると共に、ねじの頂面と底面とに共に隙間を設けること。

(ロ) ねじ干渉量として下記(1)または(2)式を用いてねじ部全長について算出した値のうち、最も小さい値の2倍をその上限値とし、該上限値の5%をその下限とすること。

【数 1】

$$\delta = \frac{\sigma_y L a^2 (1 + d^2 / L a^2 + d p^2 / L b^2)}{E d p} \quad \dots (1)$$

$$\delta = \frac{2 \sigma_y L a^2 d p (1 + d^2 / L a^2 + d p^2 / L b^2)}{E (D^2 + d p^2)} \quad \dots (2)$$

ここで、

δ : 半径分ねじ干渉量(mm) σ_y : 継手材料の降伏強度(kgf/mm²)
 E : 継手材料のヤング率(kgf/mm²) D : ボックス外径(mm)
 d : ピン内径(mm) $d p$: ねじのピッチ円直径(mm)
 $L a^2$: ($d p^2 - d^2$) $L b^2$: ($D^2 - d p^2$)

但し、ねじ干渉量はメタルシール部の干渉量より小さい。

(ハ) ピン部の雄ねじとボックス部の雌ねじとの完全ねじの噛み合い長さが締結時に管本体肉厚の

(a) 3 倍以上 : 管肉厚対管外径比が 0.096 以上のとき、

(b) 4 倍以上 : " 0.084 以上、0.096 未満のとき、

(c) 5 倍以上 : 上記(a)、(b) 以外のとき、であること。ただし、管肉厚対外径比 0.052 以下のものはピンのリップ部内径を可能な範囲で管内径以下とする。

(ホ) ピン部先端のねじ無し部、およびボックス部奥のねじ無し部の形状を決める各因子、リップ長さ : W_e (mm) : シール長さ : S (mm)、シールテーパ : T_s 、ショルダ角度 : θ (°)、リップ率 : R がそれぞれ下記の範囲にあり、かつこれ等による一次多項式である関数 f が $f > 1.2$ を満足する。

$6 \text{ mm} \leq W_e \text{ (mm)} \leq 30 \text{ mm}$ 、 $3 \text{ mm} \leq S \text{ (mm)} \leq 10 \text{ mm}$

$1/16 \leq T_s \leq 1$ 、 $0^\circ \leq \theta \text{ (}^\circ\text{)} \leq 20^\circ$ 、 $0.25 \leq R \leq 0.75$

ここで

$f = -3.26 \times 10^{-1} + 3.19 \times 10^{-2} (1/^\circ) \times \theta \text{ (}^\circ\text{)} + 1.43 \times R - 4.67 \times 10^{-4} (1/\text{mm}) \times W_e \text{ (mm)} + 8.39 \times 10^{-2} (1/\text{mm}) \times S \text{ (mm)} - 6.22 \times 10^{-1} \times T_s$

$R = \{ (\text{ピン側リップ部の根元の肉厚}) / (\text{リップ部の根元の外径}) \} / \{ (\text{管本体肉厚}) / (\text{管本体外径}) \}$

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、石油、天然ガス、および蒸気や熱水を探索・生産するための油井、ガス井、地熱井および産業廃棄物を地下に圧入廃棄する圧入井あるいは、石油・天然ガス等の二・三次回収用圧入井等を構成する管接続用のねじ継手に関する。なお、以下、これらをそれぞれ「油井管」、油井管用ねじ継手(あるいは単に継手)と便宜上総称する。

【0002】

【従来の技術】 油井管用継手には、従来よりねじ継手が用いられ、現在最も多く用いられているのは、API 規格(米国石油協会規格)のラウンドねじ継手やバットレスねじ継手(以下 API 継手と言う)であるが、油井、ガス井等の深井戸化および圧力、温度、腐食環境の苛酷化に

伴ない管の自重による破断に対し強度の高いかつ、気密性のよい継手が求められて来た。

【0003】 図 1 (a) は、その 1 例として両端に二つのボックス部 21 を持つカップリング 20 と両端にピン部 11 を持つ鋼管 10 とを接続するカップリング方式の油井管用ねじ継手を示す管軸を含む断面図(以下単に断面図と言う)である。図 1 (b) はカップリング 20 のボックス部 21 の断面を示す拡大図であり、図 1 (c) は鋼管 10 のピン部 11 の拡大断面図である。

【0004】 図 1 (a) に示す如く、油井管としての鋼管 10、10' はカップリング 20 によりねじ接続されており、カップリング 20 の両側にはボックス部 21 が、そして鋼管 10、10' の先端にはピン部 11 が設けられている。図 1 (b) に示す如く、ボックス部 21 にはテーパ状の雌ねじ 22 が設けられており、また図 1 (c) に示す如くピン部 11 にはテーパ状の雄ねじ 12 が設けられている。

【0005】 このように、カップリング方式のねじ継手は、鋼管 10 の端部に設けたテーパ状雄ねじ 12 を有するピン部 11 と、カップリング 20 内部に設けたテーパ状雌ねじ 22 を有するボックス部 21 とを互いにねじ込むことにより 2 つの鋼管 10、10' を接続する。

【0006】 しかし、上述の如く自重による引張に対し強度の高いかつ、気密性の高い継手の要求に対しては、単に雄ねじ 12、雌ねじ 22 から成るねじ要素のみで構成される継手(例 API 継手)では十分でなく図 1 (b)、(c) にそれぞれ示すようにピン部 11 とボックス部 21 のそれぞれにメタルシール部 13、23 やトルクショルダ部 14、24 を同時に備えるものが多く用いられて来ている。

【0007】 このメタルシール部は、径方向の干渉量つまり、ピン部のメタルシール部 13 の外径がボックス部のメタルシール部 23 の内径より大であり、この差を干渉量と呼ぶが、継手をねじ込むとこの干渉量により両メタルシール部の接触面に面圧が発生し、この面圧により良好な気密性の保持が期待される。

【0008】 トルクショルダ部 14、24 を設けるのは、ピン部 11 およびボックス部 21 のこの部分を互いに突き当てることにより、過度の塑性変形が生じるような高い接触面圧がメタルシール部 13、23 に発生せぬようにかつ、十

分なねじ込み量を確保し、ねじ継手の締結を確実なものにするためである。また、メタルシール部のみならずねじ部においても、その締結を確実にし、容易にゆるまめようにするため、メタルシール部と同じ意味の干渉量を有しており、トルクショルダ部14、24の規制により、このねじ部の干渉量も安全域に制限され、ボックス部に過大な応力の発生することが抑制される。

【0009】従って、このようなカップリング方式のねじ継手は、前述のような腐食環境に用いるのに適した構造と言える。なお、このトルクショルダ部14、24の垂直面に対する角度をショルダ角度(θ)と言う。

【0010】近年、井戸深さも深く、かつ、開発環境、井戸環境も悪化するに伴い、一方では油井・ガス井の開発技術も進展し、近年では下記のような過酷な要求が継手に求められて来ている。

- 【0011】1) 接続された管の自重による軸方向の引張力に耐えること。
- 2) 内部流体による内圧、あるいは外部流体による外圧に耐えること。
- 3) 耐食材料など使用管材料も高価なものになる傾向から何度も繰り返し使用ができること。
- 4) 井戸の開発過程において管に負荷される圧縮やねじりに対する十分な耐力のあること。
- 5) 以上のような負荷を繰り返し受けても内外圧シールに耐えること。

【0012】このような要求に対し、締結状態においてメタルシール部、およびトルクショルダ部を有する継手に関し、例えば以下にいくつか例示するように多くの提案がされてきた。

【0013】(A) 特開平5-87275号公報で提案された継手は、メタルシール部のテーパを 20° という急なテーパにすることにより比較的径の大きいサイズでも、メタルシール部の焼付きを生じにくくし、再使用の頻度を上げる効果を得ている。また、負の荷重面フランク角と締結した時の挿入面との隙間をAPI バットレスねじよりも狭く設定し、単純引張力に対し十分な耐力を持つとともに、圧縮負荷を受けた後の引張負荷時の耐内圧性も比較的高い。

【0014】(B) 特開平9-119564号公報にて公開された例では、(i) ねじ荷重面フランク角および挿入面フランク角に制限を設けること、(ii) 雄ねじ、雌ねじ間に正の干渉量を設けること、(iii) 締結途中、および締結完了時に雄ねじと雌ねじとの荷重面と挿入面の両方が互いに接触するとともに頂面と底面両方に隙間を設けることにより、管本体以上のすぐれた引張性能を有するとともに圧縮負荷後も優れた気密性を有し、さらに緩みトルクに対し高い抵抗力を有する継手を提供し得る。

【0015】(C) 本出願人にて出願された特願平8-251163号にて示された例では、ピン先端とボックス奥部にシール形成部とショルダ形成部とをそれぞれ設けた継手

において、そのシールリップ部形状の形状因子 (i) ショルダ角度($^\circ$)、(ii) リップ厚比、(iii) リップ長さ、(iv) シール長さ、(v) シールテーパを適切に選び、耐外圧性に優れた継手を提供するものである。

【0016】(D) 特開平9-119565号公報にて公開された例は、(i) ショルダ角度を $5^\circ \sim 20^\circ$ とすること、(ii) リップ率(リップ根元厚さ/リップ外径) / (管内厚/管径) ≥ 0.52 と選定すること、により優れた耐外圧性を有する継手を提供するものである。

【0017】

【発明が解決しようとする課題】本発明の目的は、これらの従来の油井管用ねじ継手の継手性能をさらに改善した油井管用ねじ継手を提供することである。

【0018】本発明の目的は、具体的には、図2に図解するように、(i) 引張、圧縮および内圧・外圧という油井管用ねじ継手の受けるあらゆる負荷条件(曲げはその曲率の外側で引張、内側で圧縮が生じており断面の変形が生じない限りにおいて、一義的に軸力の負荷と同等とみなせる)について、内圧領域に関しては、Von Mises 相当応力(VME)100%の楕円の内側全てを含み、外圧領域に関してはAPI5C3にて規定のAPI コラプス圧(軸力考慮)100%内、またはVon Mises 相当応力100%の楕円の内側のうち、小さい方の領域を全てを含む複合荷重条件にて、耐内・外圧リーク性を保ち、かつ継手強度も保ち得る継手であり、かつ(ii) 上記Von Mises相当応力100%の楕円および、API5C3コラプス値楕円の内側においてどのように荷重変動が繰り返し生じてもその耐リーク性および、継手強度を保持できる継手であり、かつ何度も再使用可能な油井管用ねじ継手を提供することである。

【0019】なお、繰り返し変動負荷に対する安全性の目安として、繰り返し変動負荷後のトルク保持率(変動負荷をうける前の締結トルクそのものに対する負荷後の保持トルクの割合)を指標としてその60%を基準とする。

【0020】これらの点に関し、従来技術、例えば前述の(A)の例では、径の大きいサイズでも再使用可能な継手となり、かつ耐圧縮力も高くVME 応力楕円の圧縮側50~60%位までの範囲はカバーできるが、それ以上の圧縮力下では、特にその除荷後のシール性が困難であり、繰り返し負荷に対しても耐性が低い。

【0021】同じく(B)の例では、ねじフォームの寸法的制約を設けることにより従来あるものと同じく、十分に高い耐引張力性(管体100%以上)と共にやはり高い耐圧縮性と圧縮負荷後の気密性も有するが、まだ50%管体強度の圧縮力負荷後の気密性であり、100%圧縮までは負荷できない。

【0022】(C)の例では、リップ部の形状寸法因子に制限を加え、かつそれ等の関連する一次式を満たすことにより、すぐれた耐外圧性を得るものであるが荷重変動に対する耐性は考えられず、例えば高い圧縮力を受けた

10

20

30

40

50

とき、除荷後において十分な耐外圧性を有しているかどうかは不明である。

【0 0 2 3】(D) の例では、ショルダ角度の制限とリップ率の制限とにより、優れた耐外圧性を得んとするものであるが、やはり荷重変動に対する耐性は考えられず、例えば(C) の例の場合と同じく、高い圧縮力を受けたとき、除荷後において十分な耐外圧性を有しているかどうかは不明である。

【0 0 2 4】つまり、(C) の例も(D) の例も、ピンとボックスとを締結したままの状態では高い耐外圧性を有するが、例えば高い軸圧縮力を受けたとき除荷後には、その耐外圧性能をそのまま保持し得るかどうかは不明である。耐内圧性についても同様である。

【0 0 2 5】

【課題を解決するための手段】本発明者は、上記の課題を解決するため、メタルシール部、トルクショルダ部を持つねじ継手が様々な荷重を受ける時の挙動について詳細な分析・検討を行った結果下記の事項を知見した。

【0 0 2 6】(i) 引張力に対しては従来から用いられている負の荷重面フランク角の台形ねじ(APIバットレスねじ形状を改良した形)で、かつ、ねじの完全噛み合い長さが管本体肉厚の3倍以上あり、かつピン側ねじをテーパを変えずに管外面にルート面が消去するまでできるだけ長く取り、それにボックス側ねじで十分に対応させることにより、管本体の強度以上の引張強度を得ることができるということを応用できる。もちろん、ボックス側の肉厚・強度が十分あることが前提条件であり、目的によっては、継手の外径的制約からボックス側の強度を低くせねばならぬこともあるが、ねじ部の機構は変わらない。

【0 0 2 7】(ii) 圧縮力に対しては、従来用いられている軸方向に隙間のあるねじでは、管体強度近くの圧縮力を受けるとはじめに荷重を受けるトルクショルダ部は管体よりは当然、接触面積が小さく荷重を支えきれず降伏し塑性変形を生ずる。この塑性変形の軸方向の大きさはねじ部の軸方向の隙間に左右され、隙間があるかぎりこれは避けられない。このトルクショルダ部の変形はメタルシール部のピン側とボックス側との間でゆるむ側の軸方向ずれを生じ、特に何度も再使用可能にするために選択される急なシールテーパの場合、そのゆるみ方が顕著であり、圧縮荷重後の引張下の耐リーク性に重大な影響を及ぼす。

【0 0 2 8】従って、圧縮力を直接メタルシール部へ影響させぬためには締結の途中から締結終了後に至るまで常にねじ挿入面側が接触し、ある程度の面圧を保持していることが必要である。また、管体強度と同等程度の高い圧縮力に耐えるには、少なくとも引張軸力の場合に必要なねじ長さは必要と想像される。この場合、特開平9-119564号公報にて検討した内容を活用できる。

完全噛合ねじ長さ $S > \text{管体の肉厚の3倍以上}$

【0 0 2 9】(iii) 耐内圧性(気密性)については、ピン先端部にメタルシール部を設け、ピン側とボックス側との間に適切な正の干渉量を持たせることで十分な気密性が得られることが知られており、一般にはこれを採用することで解決できる。

【0 0 3 0】ただし、ねじ部の干渉量の存在は、メタルシール部のピン側とボックス側とを離す方向の作用をおよぼすことから、メタルシール部の干渉量がねじ部の干渉量より大きくなくてはならない。

【0 0 3 1】(iv) 耐外圧性を確保するためには、特開平9-119565号公報にて検討し結論づけたリップ率52%以上を確保する方法、あるいは特願平8-251163号にて検討し、結論づけたシールリップ部の形状因子寸法的制約条件を考えかつ、実験と解析とで見出した一次関数的相互関係を与える方法により、耐外圧シール性はAPI 5C3にて計算されるAPI 管体コラプス圧以上が確保されることが理解できる。

【0 0 3 2】(v) 以上 (i)、(ii)、(iii)、(iv)は、全て単独負荷あるいは静的負荷についての検討結果であり、実際の油井・ガス井等の開発・採集(生産・圧入作業)時には様々な変動負荷が加わり、特に最近の開発技術の発展進歩によりその傾向は顕著である。従って、変動負荷に対してもまず上記(i)~(iv)の性能を保持できてはじめて継手としての性能を信頼できることとなる。

【0 0 3 3】そこで、この変動負荷に対する安定性を確保するには、大きな軸力の変化を受けてもねじ部がゆるまないこと、いいかえれば締結した時に与えたトルクが無くならないことが必要である。

【0 0 3 4】なお、ねじ継手が加工されている管体は通常鋼管であり、従って引張・圧縮という正反対の負荷が、しかも共に降伏点近くの大きな負荷が繰り返し加わればその材料の性質・性能自体が変化してゆき、元のままの性質・性能を保持し得ないことは明白な事実であり避けられない。

【0 0 3 5】一方、油井・ガス井等に用いられるケーシングパイプ(井戸を構成する構造用パイプ)やチュービングパイプ(地下流体の生産用パイプ)がその長い使用期間中にうける、管体が降伏するほどの引張・圧縮負荷の回数は、さほど多くはなく、おおむね数回であり管体自体十分に耐えうる範囲である。

【0 0 3 6】従って、そのような管体の継手部で考える変動負荷も同様であり、管体の降伏点近くまでの高い変動負荷については数回の繰り返し負荷に耐えられれば十分であると言える。

【0 0 3 7】以上の変動負荷に対する安定性を確保するためには上記(i)、(ii)、(iii)、(iv)に述べたことばかりでなく、ねじ長さについて下記の条件を加える必要があることが判明した。

【0 0 3 8】

- ・・・管体の肉厚・外径比 0.096以上の時
同上 $S >$ 管体の肉厚の 4 倍以上
・・・管体の肉厚・外径比 0.084以上の時
同上 $S >$ 管体の肉厚の 5 倍以上
・・・管体の肉厚・外径比、上記以外の時

但し、管体・肉厚外径比が0.052 以下の場合はリップ部の増肉により、リップ部内面を可能な範囲で管内面以下とする。なお、(管体の肉厚) / (外径) の比を、本明細書では単に管体の肉厚・外径比あるいは管肉厚対管外径比と称する。

【0039】ここに、本発明は、上述のような知見に基づくものであり、その要旨は次の通りである。

(1) ねじ形状が概ね台形状のテーパねじからそれぞれ成る、雄ねじを有するピン部と雌ねじを有するボックス部とを備え、ピン部に設けたメタルシール部形成用のねじ無し部と、ボックス部に設けたメタルシール部形成用のねじ無し部とでメタルシール部を構成し、かつピン部の先端に設けたトルクショルダ部形成用のねじ無し部とボックス部に設けたトルクショルダ部形成用のねじ無し部とを突き合わせてトルクショルダ部を構成する油井管用

ねじ継手において、下記各項目を満足することを特徴とする油井管用ねじ継手。

【0040】(イ) ねじの荷重面フランク角が -20° 以上 0° 未満、挿入面フランク角が 25° を越え 45° 以下で、さらに雄ねじと雌ねじとの間に正のねじ干渉量を有し、継手の締結途中および締結完了時に雄ねじと雌ねじの荷重面および挿入面が相互に共に接触すると共に、ねじの頂面と底面とに共に隙間を設けること。

【0041】(ロ) ねじ干渉量(δ)として下記(1)または(2)式を用いてねじ部全長について算出した値のうち、最も小さい値の2倍をその上限値とし、該上限値の5%をその下限とすること。

【0042】

【数1】

$$\delta = \frac{\sigma_y L a^2 (1 + d^2 / L a^2 + d p^2 / L b^2)}{E d p} \quad \dots (1)$$

$$\delta = \frac{2 \sigma_y L a^2 d p (1 + d^2 / L a^2 + d p^2 / L b^2)}{E (D^2 + d p^2)} \quad \dots (2)$$

【0043】

ここで、

δ : 半径分ねじ干渉量(mm) σ_y : 継手材料の降伏強度(kgf/mm²)

E : 継手材料のヤング率(kgf/mm²) D : ボックス外径(mm)

d : ピン内径(mm)

$d p$: ねじのピッチ円直径(mm)

$L a^2$: ($d p^2 - d^2$)

$L b^2$: ($D^2 - d p^2$)

但し、ねじ干渉量はメタルシール部の干渉量より小さい(ねじ干渉量<メタルシール部干渉量)。

【0044】(ハ) ピン部の雄ねじとボックス部の雌ねじとの完全ねじの噛み合い長さが締結時に管本体肉厚の
(a) 3 倍以上 : 管肉厚対管外径比が 0.096以上のとき、
(b) 4 倍以上 : " 0.084以上、0.096 未満のとき、
(c) 5 倍以上 : 上記(a)、(b) 以外のとき、であること。ただし、管肉厚対管外径比0.052 以下のものはピン部のシールリップ部内径を可能な範囲で管内径以下とする。

【0045】(ニ) トルクショルダ部のショルダ角度を θ : $5 \sim 20^{\circ}$ とし、かつシールリップ部のリップ部の根元の厚さ(S_1)と管肉厚(W_t)との間の下記式で定義したリップ率を0.52以上とする。

$(S_1 / D B) / (W_t / O D) \geq 0.52$

ここで、DB : リップ部の根元の外径 OD : 管外径

但し、 $W_t / O D$ が小さく且つ W_t が薄肉の場合、管端スエー

ジ等の前加工により上記で定めたリップ率が ≥ 0.52 を満足させる。

【0046】または、

(ホ) ピン部先端のねじ無し部、およびボックス部奥のねじ無し部の形状を決める各因子、リップ長さ : W_e (mm) : シール長さ : S (mm)、シールテーパ : T_s 、ショルダ角度 : $\theta (^{\circ})$ 、リップ率 : R がそれぞれ下記の範囲にあり、かつこれ等による一次多項式である関数 f が $f > 1.2$ を満足すること

$6 \text{ mm} \leq W_e (\text{mm}) \leq 30 \text{ mm}$ 、 $3 \text{ mm} \leq S (\text{mm}) \leq 10 \text{ mm}$

$1/16 \leq T_s \leq 1$ 、 $0^{\circ} \leq \theta (^{\circ}) \leq 20^{\circ}$ 、 $0.25 \leq R \leq 0.75$

ここで

$f = -3.26 \times 10^{-1} + 3.19 \times 10^{-2} (1/^{\circ}) \times \theta (^{\circ}) + 1.4 \times R - 4.67 \times 10^{-4} (1/\text{mm}) \times W_e (\text{mm}) + 8.39 \times 10^{-2} (1/\text{mm}) \times S (\text{mm}) - 6.22 \times 10^{-1} \times T_s$

$R = \{ (\text{ピン側リップ部の根元の肉厚}) / (\text{リップ部の根元の外径}) \} / \{ (\text{管本体肉厚}) / (\text{管本体外径}) \}$ を特徴とする、油井管用ねじ継手である。

【0047】

【発明の実施の形態】次に、本発明にかかる上述の各構成要件 (イ) ないし (ホ) についてその限定理由を詳述する。構成要件 (イ) 、(ロ) によって、ねじの締結の途中から締結終了までねじ荷重面と挿入面両方でピン側とボックス側とが接しており、引張力のみならず圧縮力をもねじ部でその負荷の初期から負荷する機構となる。従って、メタルシール部を有するショルダ部に過剰な負荷が加わらずショルダ部の変形やそれに起因すると思われる圧縮負荷後、引張負荷中のシール性の破壊ないし減退を防止できる。

【0048】ここで、挿入面フランクの角度を 45° 以下と限定したのは、圧縮力を負担した場合にその力がねじ面で管半径方向に分担されボックス部をおし広げる作用が働き、特に 45° を越えるとその作用が圧縮力以上になると考えられるため、 45° 以下に制限した。 25° 超に限定するのは焼付きを防止するためである。ねじの荷重面フランク角は、継手の引張性能を確保するため、 -20° 以上で 0° 未満とした。好ましくは -10° 以上、 -3° 以下である。

【0049】本発明において継手締結完了時に 1 対 1 で対応して噛み合う雄ねじと雌ねじのそれぞれのピッチ円直径の差で定義されるねじ干渉量を正值とすること、すなわち、所定のねじ干渉量をもたせることとしているのは、継手の締結途中でもねじ部にある程度のトルクを発生させて、締結トルクを増加させるためである。

【0050】継手のねじ干渉量の上限值は、前述の (1) 、(2) 式から求められる値のうち最も小さい値の 2 倍とする。ここで、最も小さい値とは、テーパねじの場合にはピッチ円直径は直線的に変化するため、ねじ部全長に亘って (1) 、(2) 式で算出した値の最も小さい値のことであり、通常、ピン部およびボックス部の先端になるほどその肉厚が減少するので、それぞれの先端部での諸元に基づいて算出された値となる。

【0051】一方、ねじ干渉量が小さ過ぎると、締結完了時に発生するねじの接触面圧が小さくなり、ねじ部に適度のトルクを発生させることができない。そこで、ねじ干渉量の下限を、上記 (1) 、(2) 式から算出されたねじ干渉量の上限の 5 % とする。

【0052】継手締結途中および締結完了時に雄ねじと雌ねじの荷重面と挿入面の両方を相互に接触させるのは、一つには、継手の圧縮性能を確保するためである。すなわち、継手に圧縮力が作用しても、雄ねじと雌ねじが互いに軸方向にずれることなく、圧縮力をねじ部で分担させるためである。これにより、前述のように規定された挿入面フランク角の効果を十分に発揮させることができる。

【0053】また、いま一つの理由は、締結途中でも荷重面と挿入面を接触させることにより、ねじ面での接触面圧を適度に増加させ、締結完了時の締結トルクを高く保持し、継手の緩みを防止するためである。

【0054】(ハ) 本発明によれば、ねじの荷重面、挿入面の両方の面でピン部とボックス部とが接している故、締結トルクはゆるみにくく、また高い圧縮負荷を受けてもシールリップ部のトルクショルダ部の変形が無い故に締結トルクを高い割合で保持できる傾向を持つ。しかし、実際のねじ継手にて圧縮負荷除荷後、引張負荷中のシール性を確保する (いいかえれば、ねじ継手性能の安定性を確保する) ためには、一定以上のねじ長さが必要であり、それは引張負荷の場合の例から管肉厚の 3 倍以上であることは容易に想像つくが、引張の場合、ねじの荷重負荷面のフランク角は通常 $+3^\circ \sim -10^\circ$ 程度であり、引張力が加わってもそれが径方向への力となってピン部およびボックス部を拡げる作用は小さいと言える。また、圧縮力の負担面である挿入面の角度も、より小さい、管軸に立った角度にした方がよい。それは、圧縮力を受けた時にその力が挿入面で分散されてボックス部を押し広げる作用が少なくなり、ボックス部に生ずるフープ応力が小さくできることやピン部のねじ部を軸芯方向に押し込む作用も小さくなり、大きな繰り返し圧縮負荷に対する耐性が高くなるからである。

【0055】しかし、ねじ加工上のねじ幅の公差の最大値は工場での大量生産を考えれば最小限 0.06mm までは必要であることや、ねじの荷重面と負荷面の両面でピン部とボックス部とが接する機構を保持するためには、ねじ頂面と底面とに隙間を設け、上記ねじ幅方向の加工公差による隙間代を吸収する必要がある。しかし、この頂面、底面の隙間を大きく取ると、ねじの有効噛み合い幅は一定であるから、ねじ山高さをそれだけ余計に高くすることになり、ねじ長さも長く、相対的に長大なねじとなりコスト上も不利である。従い、この頂面、底面の隙間は 0.1mm 程度としたい。荷重面の角度を -3° とすると、上記条件から挿入面フランク角 θ は下記式より 33.12° 以上必要となる。

【0056】

【数 2】

$$\tan \theta \geq \frac{0.06 + 0.1 \times \tan 3^\circ}{0.1}$$

【0057】従って耐圧縮性の場合、必要ねじ長さは耐引張性に比べより長い。引張負荷時に比べ、より大きな力が径方向に働く。しかも、この力はピン側ねじの根元側、およびボックス側ねじのメタルシール部に近い側で顕著となり、管体強度に近い高い圧縮力が働けば、それだけ大きな力が狭い部分に働くことになる故、その部分のフランク面の接触状態に変化を生じ、締結トルクもその部分では小さくなってしまふことは想像に難くない。

つまり、何回か大きな圧縮負荷を受ければピン部とボックス部とのねじ結合部分の両端部から徐々にその締結トルクが無くなってゆくと考えられる。

【0058】従って、耐圧縮負荷の場合に必要なねじ長さとしては、上記締結が高い圧縮負荷で弛緩してゆく部分の長さを見込んだものでなければならず、結果としてより長いねじ長さが必要となる。

【0059】この場合、圧縮力により生ずる径方向の力でねじ部が変形を生ずる生じ易さはその部分の環状体の剛性によると考えられ、詳細な検討の結果、

管体肉厚・管外径比： $R \geq 0.096$ の場合

必要な完全ねじ噛合長さ $L \geq$ 管体肉厚の 3 倍

管体肉厚・管外径比： $0.096 > R \geq 0.084$ の場合

必要な完全ねじ噛合長さ $L \geq$ 管体肉厚の 4 倍

管体肉厚・管外径比： $0.084 > R \geq 0.052$ の場合

必要な完全ねじ噛合長さ $L \geq$ 管体肉厚の 5 倍

管体肉厚・管外径比： $R < 0.052$ の場合

必要な完全ねじ噛合長さ $L \geq$ 管体肉厚の 5 倍

但し、この場合、ピン部のシールリップ部内径は、管本体基準内径まで下げて、(インターナルフラッシュ状態) 圧縮力の一部をトルクショルダ面で支え、ねじ部の負担を軽くする必要がある、ということが判明した。

【0060】継手性能のうち残る耐外圧性について単純負荷状態にて耐外圧シール性さえ確保されていれば、上記構成要件(i)～(h)によりねじ継手の安定性が確保されている限り失われるものではない。

【0061】従って、前述の構成要件(ii)または(h)が成立することが耐外圧性を保持するための十分条件である。以上により本発明の目的は、(i)～(ii)または(i)～(h)と(h)が成立することにより達成できる。

【0062】図3はピン部の寸法関係の説明図であり、以下における本発明の説明に関連させて説明すると次の通りである。ピン部11は管外径(OD)、管内径(ID)、肉厚(Wt)を有し、シールリップ部17を単にリップ部と云い、その長さ(We)をリップ長さと云い、リップ部は根元外径(DB)、根元肉厚(S1)および根元内径(Dy)を有している。そしてメタルシール部13の長さをシール長さ(S)、そのテーパをシールテーパ(Ts)と云う。

【0063】ここに、構成要件(ii)においてリップ率を0.52以上とするのは、API 規定の最小コラプス圧に対してピン部のリップ部の変形を小さくし、メタルシール部のシール性を保持するに必要な剛性をシールリップ部にもたせるためであり、もちろんショルダ角度(θ)が5～20°であることと共に所定の耐外圧機能を持たせるもので、リップ厚単独ではそのようなすぐれたシール性を保持できるとは限らない。つまりピン部のシールリップ部がある程度大きく変形するとメタルシール部のシール機構がこわされて耐外圧シール性を保持できなくなる。このリップ率の上限は特に制限はないが、好ましくは55～65%である。但し、 Wt/OD が小さく且つWtが薄肉の場合、

合、上記で定めたリップ率が ≥ 0.52 を満足しないときは管端スエージ等の前加工により ≥ 0.52 を満足させる。

【0064】また構成要件(h)における限定理由は次の通りである。ショルダ角 θ のとりうる値の範囲を0°以上20°以下とするのは、次の理由による。すなわち、上限を20°とするのは、ショルダ角が20°を超えると、とくにボックス側トルクショルダ部の最奥肩部で過度の塑性変形を生じ、トルクの制限機能が損なわれて使用できなくなるからである。下限を0°とするのは、ショルダ角が0°未満(すなわち、管軸に垂直な断面を挟んで反対側への角度 $= \alpha > 0$)になると、ピン側のメタルシール部形成面をボックス側のメタルシール部形成面から引き離す方向に作用するためにメタルシール部の密封面圧が低下し、その結果十分な気密性能が得られなくなるからである。

【0065】リップ率Rを0.25以上0.75以下とするのは、次の理由による。すなわち、上限を0.75とするのは、実用上、0.75超のリップ厚比を考慮する必要がないためである。一方、下限を0.25とするのは、ピン部先端のリップ部の厚みがこれよりも薄いと、リップ部の剛性が小さくなりすぎ、わずかな締め過ぎに対してもピン部先端のリップ部に過度の塑性変形が生じ気密性能が低下するという、いわゆるオーバートルク性能が悪化するからである。

【0066】リップ長さWeのとりうる値の範囲を6mm以上30mm以下とするのは、次の理由による。すなわち、[メタルシール部形成部端からねじの切れ上がりまでの間]である[ねじ無し平行部]に接して形成されるピン部およびボックス部のすき間(空間)のことを[ねじランアウトグループ]と呼ぶが、リップ長さは、(リップ長さ) = (メタルシール部長さ) + [ねじランアウトグループ = ねじ無し平行部] で表される。このねじランアウトグループは、ボックス側のねじ切り加工時の、チェザーと呼ばれるねじ切り工具の切削屑の逃げ場の役目を果している。したがってリップ長さの下限を6mmとするのは、最低限必要な大きさのねじランアウトグループを確保するためである。反対に上限を30mmとするのは、ねじランアウトグループ長さをいたずらに長くしても継手の気密性能、耐引張性能、耐圧縮性能はほとんど向上せず、逆に材料コストが増加するだけだからである。

【0067】シール長さSのとりうる値の範囲を3mm以上10mm以下とするのは、次の理由による。すなわちシール長さの上限を10mmとするのは、シール長さが長いとメタルシール部形成部の接触面が大きくなるとともに接触面圧が小さくなり、気密性能が低下してしまうからである。また、もし気密性能を確保できるだけの接触面圧を得るためにメタルシール部形成部の嵌合しろを大きくすると、今度はメタルシール部形成面で焼き付きが発生してしまうからである。

【0068】一方、シール長さの下限を3mmとするのは

次の理由による。すなわち、シール長さが短すぎると、メタルシール部形成面の接触形態が線接触に近い状態になり、接触圧が高くなりすぎてメタルシール部形成面の焼き付きあるいは過度の塑性変形が生じてしまうからである。

【0069】最後に、シールテーパTsのとりうる値の範囲を1/16以上1以下とするのは、次の理由による。すなわち、シールテーパの上限を1とするのは、これより大きいと締結された継手を含む管本体に軸方向に引張力が作用したときに、メタルシール部形成面の接触面圧の低下率が大きく、気密性能が大幅に低下してしまうからである。一方、シールテーパの下限を1/16とするのは、1/16より小さいとメタルシール部形成面が接触しながら

管体外径	177.8mm	
肉厚	表 1	
ねじフォーム	荷重面フランク角	− 3 °
	挿入面フランク角	35°
	ねじ高さ	1.575 mm
	ねじピッチ	5.08mm (5 山／インチ)
	頂部隙間	0.10mm
	底部隙間	0.10mm
ねじタイプ	ねじ荷重面と挿入面の両面接触ねじ	
ねじ干渉量	0.20mm	
メタルシール部干渉量	0.60mm	
管およびカップリングの材質	13Cr鋼 (降伏強度56kgf/mm ²)	

従って、ねじは本発明の構成要件(i)、(ii)を満たし、また(ii)を満たすべくリップ率(R)を一定にしたサンプルである。なお、ねじテーパは、以上より各サンプルで一律に決まる。例Aにおいては、管端スエージ加工を行った。

【0073】

リップ率： $R = \{1/2(DB - D_y) / DB\} / (Wt / OD)$

ボックスの外径はそれぞれの寸法でボックスの危険断面強度が管体強度の102 %となるように設定、試作した。

【0074】図3は本例で用いる継手の寸法を示す模式的説明図である。これ等のねじ継手を、繰返し締結試験・(引張/圧縮+内圧)・(引張/圧縮+外圧)試験、圧縮除荷後の引張内圧試験、繰返し引張・圧縮下のねじ戻し試験を行い、その性能を評価した。

【0075】ここで、繰返し締結試験は潤滑用グリスをねじ部に塗布し、継手の締結・解放をねじ部またはシール部に焼き付きが生じるまで繰返し行った。なお、最大繰返し回数は10回とした。

【0076】また、(引張/圧縮+内圧)・(引張/圧縮+外圧)試験は、95% Vom Mises相当応力楕円上、内圧を保持しつつ管体強度の95%引張から95%圧縮までを往復負荷した後、API5C3で規定のAPI コラプス圧100 %の楕円上をやはり、引張85%から圧縮100 %までを往復負荷し、各複合負荷状態での内外圧の濡れの有無を調査

回転する距離、すなわち摺動距離が長くなり、メタルシール部形成面で焼き付きが生じる原因になるからである。

【0070】本発明の不等式(ii)のなかに示される関数fは、内部シールの形状の範囲内で様々な形状のリップ部を有するカップリング形式の油井管用ねじ継手を作製し、外圧負荷の実体試験を行い、その結果を解析することによって決定された。

【0071】

【実施例】図1に示したカップリング方式の継手で、ねじの肉厚を表1のように種々変更した継手を試作した。この時、ねじ継手のその他の諸元は次の通りである。

【0072】

30 した。また、圧縮除荷後の引張+内圧試験では、あらかじめ95%管体強度の圧縮力を加え除荷した後、つづけて95%引張を加え内圧をVME 95%となるように加え引張力を下げつつ内圧を上げ、VME 95%のままで変化させ、95%CEYPまで軸力を下げ、後内圧も下げる、との試験を3回繰り返した。

【0077】また、繰返し引張・圧縮下のねじ戻し試験では、一定トルクで締結した継手に締結トルクの60%相当の一定逆方向トルクを加えて、保持したまま、引張力と圧縮力とが管体強度の70%から5%ピッチで上昇させつつ交互に加え、ねじのゆるみがどの時点で生じるかを調べた。

40 【0078】図4は、(引張/圧縮+内圧)・(引張/圧縮+外圧)試験の荷重負荷条件を図解して示す模式図である。

(圧縮/引張+内圧) 試験：0→1→2→3→4→5→6→7→0→7→6→5→4→3→2→1→0

(圧縮/引張+外圧) 試験：0→イ→ロ→ハ→ニ→ホ→0→ホ→ニ→ハ→ロ→イ→0→イ→ヘ→ト→チ→リ→0→リ→チ→ト→ヘ→イ→0

以上の結果を表2に示す。この表に示す結果から明らかなように本発明例では全く良好な結果であったが、比較例では、いずれかの試験で不具合が生じている。

50 【0079】例えば、継手Hでは1回目の圧縮後の引張内圧で漏れを生じておりかつ、ねじり試験では70%圧縮

負荷後ゆるみが生じている。その他の継手 I から M まで多少の違いはあるが、ほぼ同様の結果である。一方、本発明側の継手は（引張／圧縮＋内圧）・（引張／圧縮＋外圧）試験で、ほぼ VME 相当応力楕円および、API コラプス圧楕円の全ての領域を満足することを示し得た上に（比較例の各継手もこの範囲においては同様に満足のいく結果であったが）95%単純圧縮負荷後の引張内圧試験においても漏れ等が生じない。

【0080】また、一方ゆるみ試験においても高軸力ま

でゆるみが生じず軸力に対する安定性が高いことが示された。従って、変動負荷に対し十分な安定性を有すると言える。

【0081】次に、構成要件(二)に代えて構成要件(ホ)を満足する継手について上記と同様にして肉厚を変更したところ、同様の結果が得られ、この点についての本発明の有効性が確認された。

【0082】

【表1】

例	肉厚	肉厚・外径比	リップ率	ネジ長さ	備 考	
A	9.19	0.0517	(0.60)	5 t	内面フラッシュ形	本 発 明 例
B	10.36	0.0582	0.53	5 t		
C	13.72	0.0772	0.53	5 t		
D	14.99	0.0843	0.53	4 t		
E	16.26	0.0915	0.53	4 t		
F	17.02	0.0957	0.53	4 t		
G	18.54	0.1043	0.53	3 t		
H	9.19	0.0517 *	0.53	5 t		比 較 例
I	13.72	0.0772	0.53	4 t *		
J	14.99	0.0843	0.53	3 t *		
K	16.26	0.0915	0.53	3 t *		
L	17.02	0.0957	0.53	3 t *		
M	18.54	0.1043	0.53	2.5 t *		

(注) * : 本発明の範囲外

【0083】

30 【表2】

例	肉 厚	繰返し 締結試験	(引張／圧縮)／ (内圧／外圧) 試験	圧縮後引張内圧	繰返し引張圧縮 ねじり	
A	9.19	10回	リーク等トラプルなく終了	漏れ等トラプル無し	85%圧縮までOK	本 発 明 例
B	10.36	"	"	"	"	
C	13.72	"	"	"	"	
D	14.99	"	"	"	95%引張までOK	
E	16.26	"	"	"	95%圧縮までOK	
F	17.02	"	"	"	"	
G	18.54	"	"	"	"	
H	9.19	"	"	1回目漏れ発生	70%圧縮後ゆるむ	比 較 例
I	13.72	"	"	2回目 "	75%引張後 "	
J	14.99	"	"	1回目 "	70%圧縮時 "	
K	16.26	"	"	1回目 "	75%引張時 "	
L	17.02	"	"	3回目 "	80%引張時 "	
M	18.54	"	"	1回目 "	70%圧縮後 "	

【0084】

【発明の効果】本発明による油井管用ねじ継手は、Von Mises の相当応力楕円で表された内圧と軸力の全領域と API5C3の管体コラプスの式で表された外圧と軸力の全領域を満足すると共に軸力の変動下、特に管体強度の95%という高い圧縮力の負荷を受けた後でも気密性を保ち、さらに引張・圧縮の軸力変動下でも緩みにくいという緩みトルクに対する高い抵抗力を有するため、今後ますます厳しくなる井戸開発条件に対しても十分に使用できるものである。

【図面の簡単な説明】

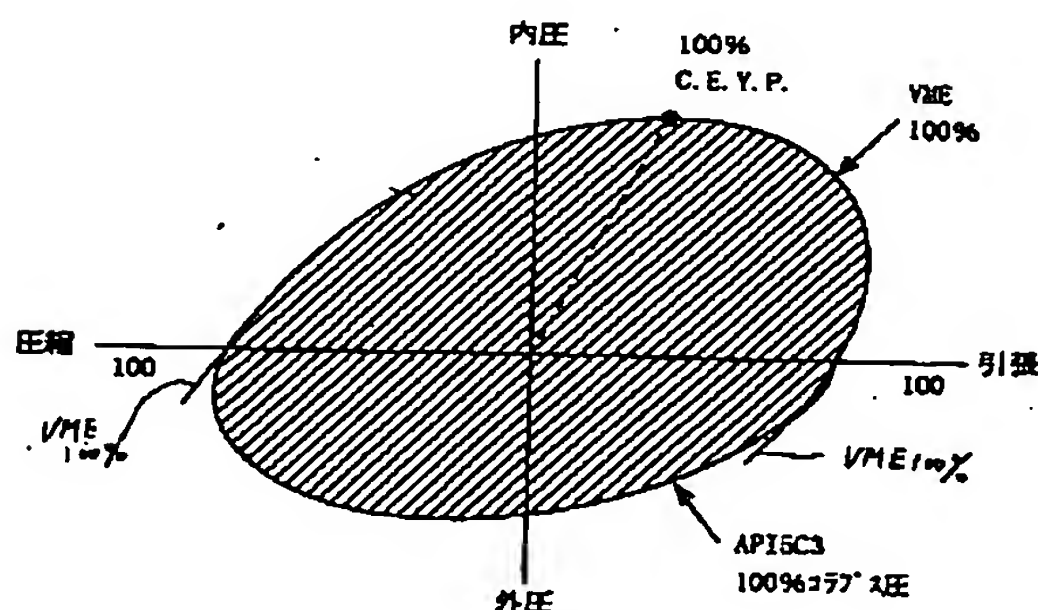
【図1】図1(a)は、カップリング方式の油井管用ねじ継手の基本的構成を示す軸方向断面図、図1(b)は、ボックス部の拡大断面図、図1(c)は、ピン部の拡大断面図である。

【図2】ミーゼスの降伏領域とAPI5C3 100%コラプス圧領域を図解して示すグラフである。

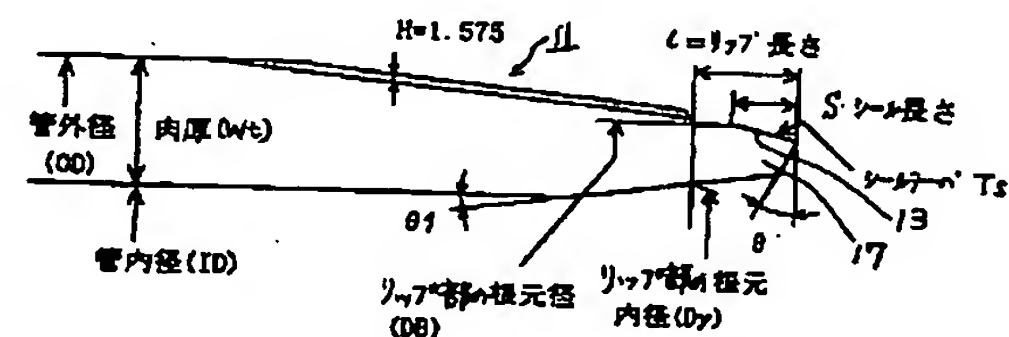
【図3】実施例においてもちいた継手形状の模式的説明図である。

【図4】実施例における実験の要領の説明図である。

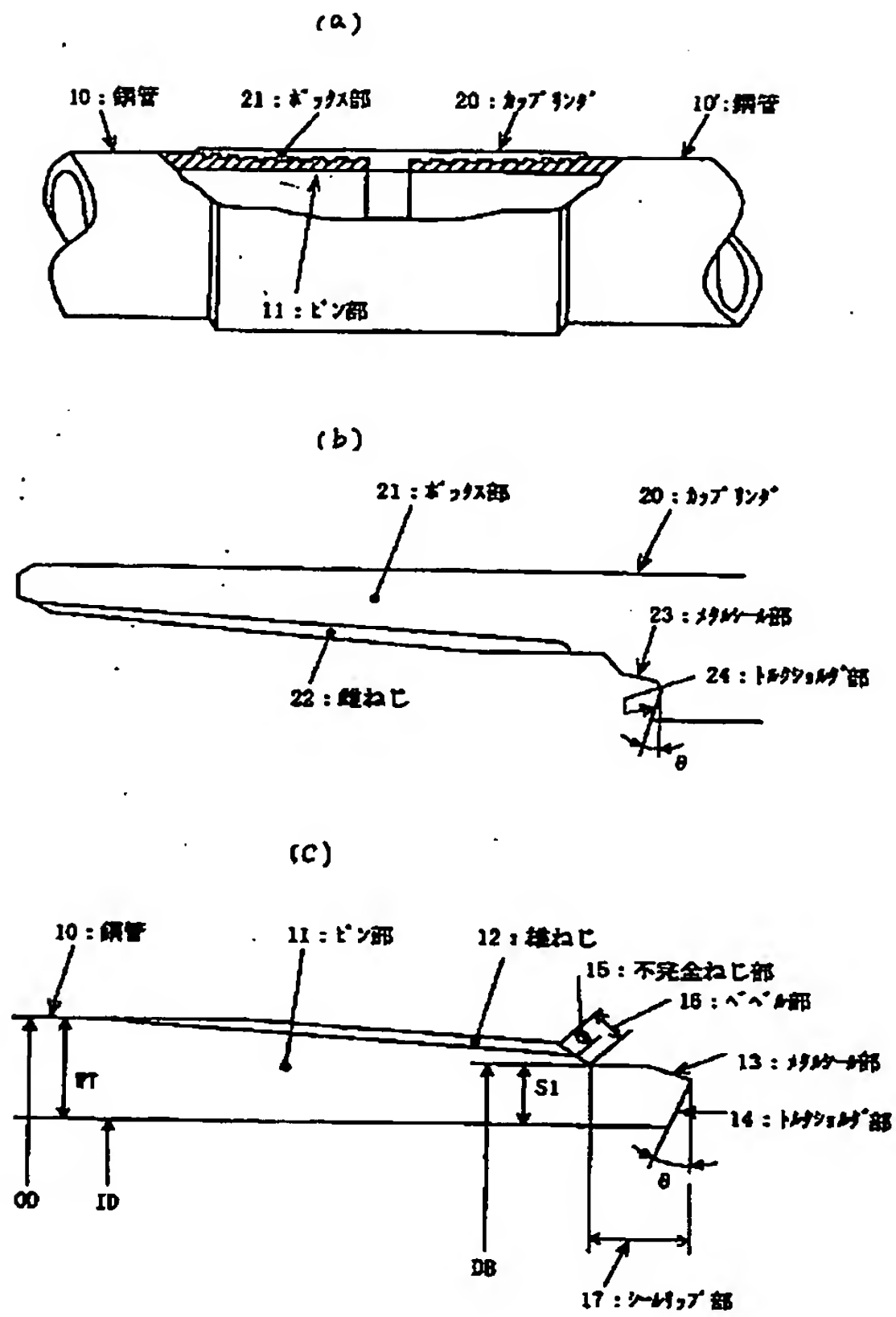
【図2】



【図3】



【図 1】



【図 4】

